

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харків;
Л.Н. БЫСТРИЦКИЙ, канд. техн. наук; с.н.с. ОАО «Турбогаз», Харків;
В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;
В.И. КАСИЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
О.В. КАСИЛОВ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.Ю. КОЗЛОКОВ, гл. инженер ОАО «Харьковская ТЭЦ-5»

РАБОТА ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ В КОМПРЕССОРНОМ РЕЖИМЕ

На основе результатов исследования турбинной ступени с малым отношением D_{cp}/l рассмотрены режимы потребления ступенью мощности и предложены зависимости для оценки мощности, затрачиваемой на сжатие рабочей среды при малорасходных режимах.

Ключевые слова: турбинная ступень, линия тока, малорасходный режим, сжатие потока, объемный расход.

Введение. Энергоблоки ТЭС и ТЭЦ Украины работают в высокоманевренном (полупиковом и пиковом) режиме, обеспечивая суточные и недельные графики нагрузки ОЭС (объединенная энергетическая система). В ночное время энергоблоки работают на мощности близкой к 30 % от номинальной. В турбинах типа К-300-240, К-200-130, Т 250/300-24, Т-100/120-130, работающих при нагрузке менее 50 % от номинальной, последние ступени переходят в режимы потребления мощности. Экономичность блока при этом снижается более чем на 5 % по сравнению с номинальным режимом [1]. Особенно острой эта проблема является для цилиндров низкого давления теплофикационных турбин, работающих по тепловому графику. При этом в цилиндр поступает ограниченное количество пара и ступени турбины переходят в режим потребления мощности, вырабатываемой цилиндрами высокого и среднего давления.

Для ступеней турбин, имеющих различные отношения D_{cp}/l , различные геометрические параметры, в настоящее время достоверные результаты характеристик течения могут быть получены расчетным путем при работе на номинальных и переменных режимах их работы до величины относительного объемного расхода $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,6$ [2, 3]. В то же время работа турбин, особенно при малых нагрузках, происходит в области $\overline{G \cdot v_2} < 0,6$, т.е. в условиях сформировавшегося привтулочного отрыва как в последних, так и предпоследних ступенях с малым D_{cp}/l .

Поэтому представляет интерес исследование работы турбинной ступени в широком диапазоне изменения режимов, особенно в режимах потребления мощности.

Анализ публикаций и постановка задачи. Исследование ряда турбинных ступеней с малым втулочным отношением, выполненное на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» в большом диапазоне изменения относительного объемного расхода $\overline{G \cdot v_2} = V_2/V_1^{ном}$ позволило провести оценку структуры потока и энергетических характеристик ступеней с разным втулочным отношением. Экспериментальный стенд позволял выполнять исследование ступеней, как в режиме выработки мощности, так и в режиме её потребления.

Были исследованы ступени с $D_{cp}/l = 2,58; 2,87; 3,24; 4,57$, имеющие $t/b = 0,7136$, угол выхода потока из направляющего аппарата (НА) $\alpha_{1эф} = 21^\circ = const$, углы входа –

© А.Л. Шубенко, Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощاپов, В.И. Касилов, О.В. Касилов, А.Ю. Козлоков, 2013

выхода в рабочем колесе (РК) $\beta_{1\text{эф}}/\beta_{2\text{эф}}$ 116°/23°; 103°/24,5°; 86°/26°; 62,5°/28,5°, соответственно. Число лопаток в НА составляло $Z_{\text{НА}}=23$, в рабочем колесе $Z_{\text{РК}}=52$. Частота вращения ротора изменялась от 5000 до 8500 об/мин, номинальное значение $(u/C_0)_{\text{ном}}$ равнялось 0,67; 0,675; 0,61 и 0,54, степень реактивности на среднем диаметре 0,41; 0,39; 0,365 и 0,31 при положительной реактивности у корня ступени.

Исследование показало, что для ступеней с приведенной геометрией, выполненных путём подрезки периферийных сечений, режим холостого хода наступает при $\overline{G \cdot v_2} = 0,540; 0,525; 0,495; 0,460$, т.е. увеличение отношения $D_{\text{ср}}/l$ ведёт к более позднему наступлению режима холостого хода. Последующее снижение $\overline{G \cdot v_2}$ переводило работу ступени в режим потребления мощности.

Структура потока изучалась путём траверсирования газодинамическими зондами, что позволило определять поля скоростей, давлений, углов выхода потока на входе в ступень, в межвенцовом зазоре и за рабочим колесом. Для измерения температуры потока при малорасходных режимах применялся термозонд с экранированной термопарой.

Газодинамические исследования производились при стабилизированном температурном состоянии ступени.

Для повышения достоверности определения характеристик ступени стенд калибровался по крутящему моменту с учётом потерь в редукторе и подшипниках. Газодинамические зонды тарировались на эталонном сопле, обеспечивающем равномерный поток на выходе.

Погрешность при определении газодинамических параметров потока (P^* , P) не превышала 0,5 %, углов α_1 и α_2 , γ_1 и γ_2 –0,5°, что позволяло определять величину составляющих скорости с погрешностью не превышающей 0,7 % и строить линии тока $\overline{G_i}$ с отклонением не более $l = \Delta l/l_n \approx 2$ %.

В условиях малых значений скорости (в области отрывных явлений) погрешность определения положения линий тока возрастала до ~ 5 %.

Траверсирование потока в базовой ступени с $D_{\text{ср}}/l = 2,58$ было выполнено при следующих значениях $\overline{G \cdot v_2}$: 0,972; 0,652; 0,614; 0,587; 0,564; 0,504; 0,367; 0,254; 0,04.

Результаты исследования. Результаты траверсирования потока в виде распределения линий тока $\overline{G_i}$ для ступени с $D_{\text{ср}}/l = 2,58$ приведены на рис. 1а, б при двух значениях $\overline{G \cdot v_2}$ равных 0,972 (номинальный режим) и 0,254 (режим потребления мощности).

По мере уменьшения относительного объёмного расхода наблюдаются изменения в структуре потока. Уменьшение расхода через ступень достигалось снижением полного P_0^* и статического P_0 давлений на входе в ступень при постоянной температуре T_0^* рабочей среды (воздуха) на входе в ступень, постоянной частоте вращения рабочего колеса $\omega = 523,6$ 1/с ($n = 5000$ об/мин) и постоянном уровне давления P_2 за рабочим колесом.

Распределение линий тока при $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$ (близком к номинальному значению $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$) (см. рис. 2а) свидетельствует о некотором понижении положения линий тока в межвенцовом зазоре, что соответствует их поджатию, создаваемому НА, выполненному по закону закрутки $\alpha_{1\text{эф}} = \text{const}$. За рабочим колесом выход потока близок к осевому (см. рис. 1а).

Понижение P_0^* и P_0 на входе в турбинную ступень уменьшает расход рабочего тела и понижает энергию потока на входе. При этом в межвенцовом зазоре также уменьшаются как статическое P_1 , так и полное P_1^* давления (см. рис. 1б).

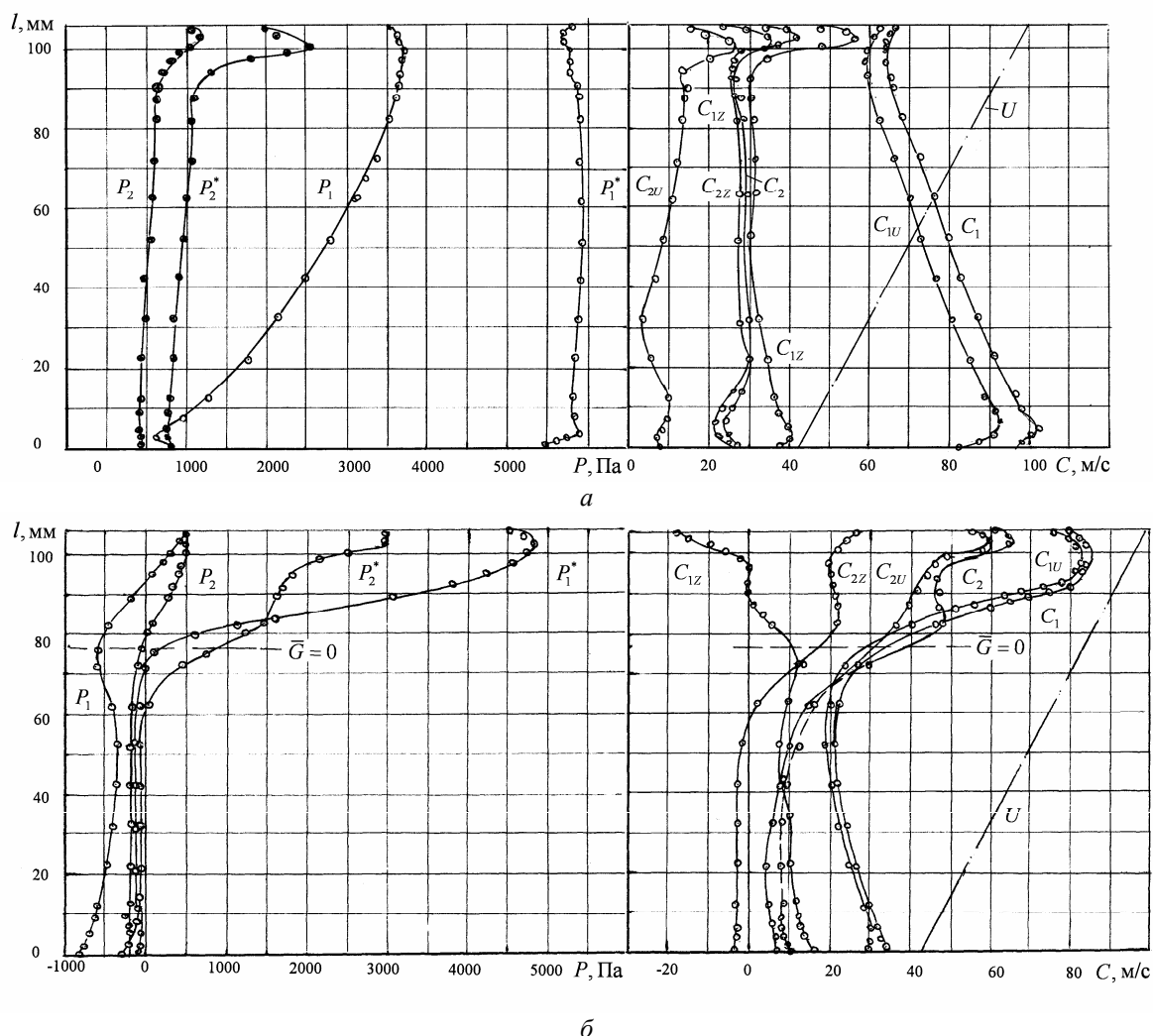


Рис. 1 – Изменение газодинамических характеристик потока по высоте лопатки в ступени

$D_{cp}/l = 2,58$ при $\overline{G \cdot v_2} = 0,972$ (а) и $\overline{G \cdot v_2} = 0,254$ (б)

В диапазоне изменения режимов работы ступени от $\overline{G \cdot v_2} = 1,0$ до $\sim 0,65$ в периферийной области наблюдается снижение полного давления P_2^* за рабочим колесом. Дальнейшее уменьшение $\overline{G \cdot v_2}$ вызывает его возрастание при снижении статического давления P_1 в межвенцовом зазоре и уже при $\overline{G \cdot v_2} = 0,614$ различие между P_1^* и P_2^* невелико, что свидетельствует о резком уменьшении передачи потоком энергии периферийным сечениям рабочей лопатки. При $\overline{G \cdot v_2} = 0,564$ $\Delta P^* = P_1^* - P_2^* \approx 0$, а при $\overline{G \cdot v_2} = 0,504$ $\Delta P^* < 0$, т.е. при этом значении $\overline{G \cdot v_2}$ в периферийной области уже происходит передача энергии от рабочего колеса к потоку. При дальнейшем уменьшении $\overline{G \cdot v_2}$ процесс передачи энергии от рабочих лопаток к потоку захватывает все большую часть высоты лопатки. При малых $\overline{G \cdot v_2}$ рабочее колесо по всей высоте лопаток входит в режим потребления энергии, часть которой

расходуется на вентиляционные потери, приводящие к повышению температуры рабочей среды.

Для определения мощности, затрачиваемой рабочим колесом на перемещение потока в режимах её потребления ($N_T < 0$) структуру течения целесообразно рассматривать не по цилиндрическим поверхностям, а по струйкам тока основного потока (см. рис. 2б), в которых происходит изменение энергии под действием лопаточных сил. Обтекание лопаток в этом случае происходит не вдоль профильных поверхностей, формирующих каналы, а по сложным поверхностям перехода струек от профиля, расположенного на меньшем радиусе r_1 к профилю на большем r_2 , имеющим другую форму. При этом происходит изменение шага между лопатками ($t_1 < t_2$) для каждой из струек ΔG_i и оно тем существеннее, чем сильнее скос потока в пределах рабочего колеса. Отклонение течения от цилиндрического приводит к тому, что в переносном движении усиливается работа кориолисовых сил, которые не учитываются при построении одномерной и осесимметричной моделей расчёта ступеней. Их влияние на энергообмен тем сильнее, чем больше отклонение потока в ступени от цилиндрической формы течения.

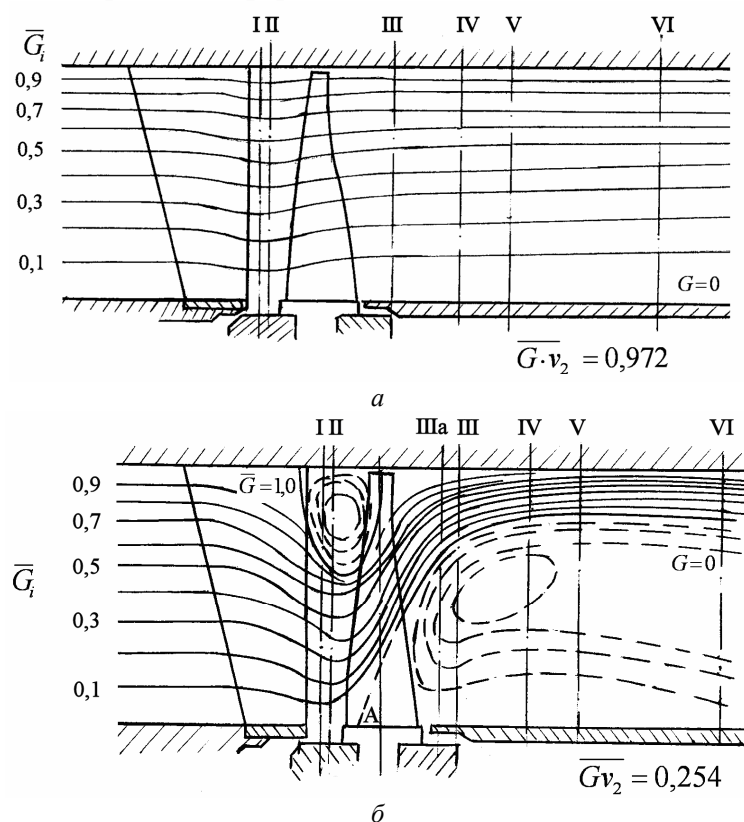


Рис. 2 – Структура потока в ступени $D_{cp}/l = 2,58$ при уменьшении относительного объёмного расхода и постоянной частотой вращения

Так как при наличии областей привтулочного отрыва потока и вращающегося вихревого движения в межвенцовом зазоре (см. рис. 2б), аналитическое описание течения не представляется возможным, для построения приближенной методики определения затрат механической энергии в ступени целесообразно на основе анализа экспериментальных результатов определить характер изменения удельной работы на рабочем колесе ступени с малым втулочным отношением.

Мощность, развиваемая или поглощаемая элементом рабочего колеса ступени, отнесенная к струйке рабочего тела, может быть определена как

$$\Delta N = \Delta G \cdot h_u, \quad (1)$$

где h_u – удельная работа на лопаточном венце, совершаемая струйкой единичной массы.

Согласно уравнению Эйлера [2, 3] удельная работа, совершаемая элементарной ступенью (элементарной струйкой тока) равна

$$h_u = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}, \quad (2)$$

где u_1 и u_2 – окружная скорость рабочих лопаток на радиусах r_1 и r_2 , м/с; C_{1u} , C_{2u} – окружная составляющая скорости потока C_1 в сечении 1 (на входе в РК) и скорости C_2 в сечении 2 (на выходе из РК) на радиусах r_1 и r_2 , м/с.

На рис. 3 приведено распределение h_u по линиям тока для струек, протекающих через РК при разбивке расхода \bar{G} потока на участки $\Delta\bar{G}=0,1$, полученное по результатам траверсирования ступени с $D_{cp}/l = 2,58$ при изменении $\bar{G} \cdot v_2$ от 0,972 до 0,04. Видно, что для большей части режимов при $v \leq 0,652$ распределение $h_u = f(\bar{G})$ близко к линейному. Наибольшее отклонение от линейного распределения наблюдается для номинального режима в периферийной и корневой области РК и небольшое отклонение в корневой области – для режима $\bar{G} \cdot v_2 = 0,652$. Для области малорасходных режимов распределение $h_u = f(\bar{G}_i)$ при $v_2 \approx \text{const}$ является линейным, что позволяет принять как интегральную величину для ступени среднее значение удельной работы на линии тока $\bar{G}_i = 0,5$.

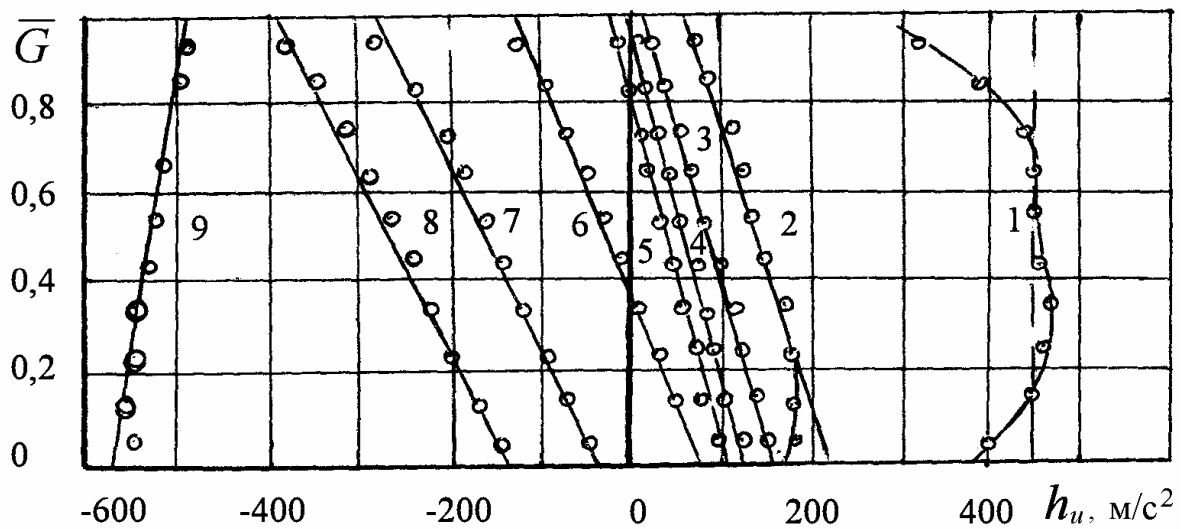


Рис. 3 – Распределение удельной работы по линиям равных расходов в ступени с $D_{cp}/l = 2,58$ при различных $\bar{G} \cdot v_2$: 1 – $\bar{G} \cdot v_2 = 0,972$; 2 – 0,652; 3 – 0,614; 4 – 0,587; 5 – 0,564; 6 – 0,504; 7 – 0,367; 8 – 0,254; 9 – 0,04

На рис. 4 приведено изменение относительной удельной работы ($\bar{h}_u = h_u / (h_u)_n$) на линии тока $\bar{G}_i = 0,5$ при уменьшении $\bar{G} \cdot v_2$ во всём диапазоне работы ступени. Изменение \bar{h}_u при уменьшении $\bar{G} \cdot v_2$ является линейной функцией, проходящей через точку, соответствующую холостому ходу ступени $D_{cp}/l = 2,58$. Подобный характер изменения $\bar{h}_u = f(\bar{G} \cdot v_2)$ прослеживается и для исследованных ступеней с большим отношением D_{cp}/l . Для всех исследованных ступеней реперными точками являются $\bar{h}_u = 1,0$ при $\bar{G} \cdot v_2 = 1,0$ и $\bar{h}_u = 0$ при $(\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$. С учётом линейного характера изменения $\bar{h}_u = f(\bar{G} \cdot v_2)$ эта функция может быть представлена зависимостью

$$\bar{h}_u = 1 + \frac{\bar{G} \cdot v_2 - 1}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}} = \frac{\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}. \quad (3)$$

Для исследованных ступеней было получено, что режим холостого хода наступает при различных $\bar{G} \cdot v_2$, зависящих от втулочного отношения.

Переход ступени в режим потребления мощности ($\bar{G} \cdot v_2 < (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$) не вызывает изменения закономерности зависимости удельной работы \bar{h}_u при последующем

снижении $\overline{G \cdot v_2}$. Для исследованных турбинных ступеней закономерность $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$ имеет линейный характер при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Наклон зависимости $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$ уменьшается при увеличении D_{cp}/l (см. рис. 4). Для каждой ступени зависимость $\overline{h_u} = f(\overline{G \cdot v_2})$ проходит через точку, соответствующую режиму холостого хода ступени ($\overline{G \cdot v_2}, \overline{h_u} = 0$). На рис. 5 приведено изменение коэффициента давления в ступени $\overline{\Delta p_{0-2}} = \frac{P_0 - P_2}{(p_0 - p_2)_{\overline{G \cdot v_2}=1,0}}$ и на рабочем

$$\text{колесе } \overline{\Delta p_{1-2}} = \frac{P_1 - P_2}{(p_1 - p_2)_{\overline{G \cdot v_2}=1,0}}.$$

При $(\overline{G \cdot v_2} < (\overline{G \cdot v_2})_{xx})$ значение $\overline{\Delta p_{1-2}}$ становится отрицательным, т.е. $p_2 > p_1$, что соответствует сжатию потока на струйке $\overline{G_i} = 0,5$. Половина расхода при $(\overline{G \cdot v_2})_{xx}$ находится в режиме сжатия (компрессорном), вторая половина расхода, проходящая через нижнюю часть ступени – в режиме расширения (турбинном). Анализ изменения $h_u = (\overline{G_i})$ (см. рис. 3) показывает, что верхние сечения рабочих лопаток вступают в режим потребления мощности при $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,58$, а полностью рабочая лопатка вступает в режим потребления мощности при $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,40$.

Для автономной ступени при осевом подводе рабочего тела по всей высоте направляющей лопатки режим сжатия рабочей среды наступает при $\overline{G \cdot v_2} \approx 0,31-0,32$ (см. рис. 5).

Для определения мощности, затрачиваемой на перекачку среды рабочим колесом, работающим в компрессорном режиме, с учётом линейности распределения $\overline{h_u} = f(\overline{G_i})$, зависимость (1) можно представить для ступени как

$$N_k = G \cdot h_{u(\overline{G}=0,5)}, \quad (4)$$

где G – расход через ступень; h_u – удельная работа при $\overline{G_i} = 0,5$.

Учитывая, что $G \cdot v_2 = \overline{G \cdot v_2} \cdot (G \cdot v_2)_n$, $G = \overline{G \cdot v_2} \cdot G_n \cdot \frac{v_{2n}}{v_2}$, $h_u = \overline{h_u} \cdot (h_u)_n$, подставив их в (4), мощность компримирования рабочей среды от относительного объёмного расхода через ступень можно представить как

$$N_k = G_n \cdot (h_u)_n \cdot \frac{v_{2n}}{v_2} \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}. \quad (5)$$

При работе ступени в условиях несжимаемой среды ($v_2 = v_{20}$) эта зависимость приобретает вид

$$N_k = G_n \cdot (h_u)_n \cdot \overline{G \cdot v_2} \cdot \frac{\overline{G \cdot v_2} - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}{1 - (\overline{G \cdot v_2})_{xx}}. \quad (6)$$

При определении мощности компримирования необходимо для ступени иметь основные характеристики её работы на номинальном режиме: расход через ступень G_n , который принимается при максимальном значении внутреннего КПД ступени η_u , удельную работу ступени $(h_u)_n = u_1 \cdot C_{1u} - u_2 \cdot C_{2u}$ или $(h_u)_n = u_{cp} \cdot (C_{1u} - C_{2u})$ при течении по цилиндрическим поверхностям.

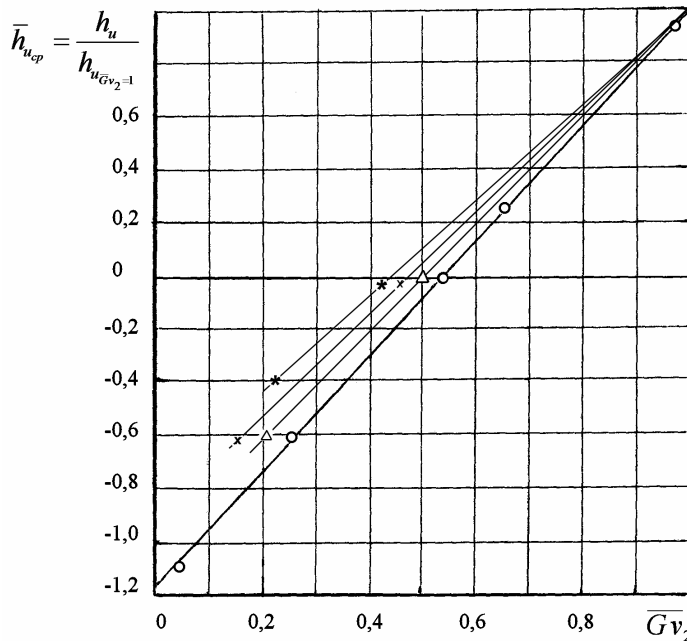


Рис. 4 – Зависимость относительной удельной работы при $\bar{G}_i = 0,5$ для струйки от объёмного расхода рабочей среды через ступень:
 -○- ступень $D_{cp}/l = 2,58$; -Δ- ступень $D_{cp}/l = 2,87$;
 -×- ступень $D_{cp}/l = 3,24$; -* - ступень $D_{cp}/l = 4,57$

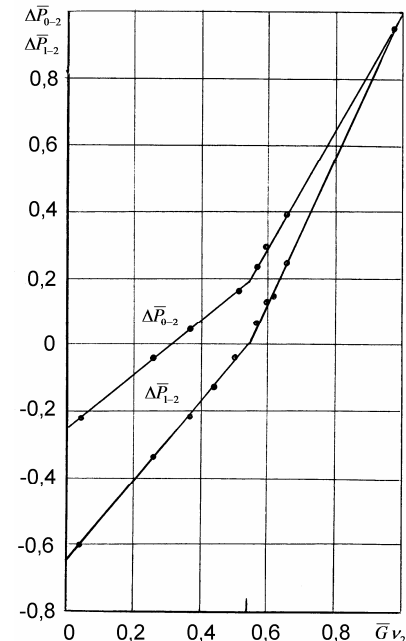


Рис. 5 – Изменение коэффициентов давления во всём диапазоне режимов работы ступени с отношением $D_{cp}/l = 2,58$

Значения C_{1u} и C_{2u} принимаются на среднем радиусе рабочего колеса, что весьма близко к положению линии $\bar{G} = 0,5$ при номинальном режиме. Для последних ступеней турбин, если выдерживается давление в конденсаторах $P_k = \text{const}$, можно принять, что удельный объём пара за РК последней ступени изменяется слабо, т.е. $v_2 \approx v_{2н}$.

При осевом выходе потока из рабочего колеса ($C_{2u} = 0$) значение $(h_u)_н$ в номинальном режиме равно $(h_u)_н = u_{cp,н} \cdot C_{1u}^{cp}$.

С учётом принимаемой для ступени степени реактивности на среднем радиусе ρ_{cp} значение C_{1u}^{cp} равно $C_{1u}^{cp} = \varphi \cdot C_{1н} \cdot \cos \alpha_{1cp} = \varphi \cdot C_{0н} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \cos \alpha_{1cp}$.

Тогда для ступени с осевым выходом потока на среднем радиусе

$$(h_u)_н = u_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0cp} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}}, \quad (7)$$

где φ – коэффициент скорости для каналов НА; $C_{0н}$ – теоретическая скорость, соответствующая срабатываемому на ступени тепловому перепаду при номинальном режиме.

Для случая неосевого выхода потока из РК значение C_{2u} принимается исходя из газодинамического расчёта ступени.

Выводы. С учётом изложенного при осевом выходе потока из РК на номинальном режиме мощность, затрачиваемая на прокачивание среды рабочим колесом при режимах потребления мощности, составит

$$N_k = G_n \cdot u_{cp} \cdot \varphi \cdot C_{0н} \cdot \cos \alpha_{1cp} \cdot \sqrt{1 - \rho_{cp}} \cdot \frac{v_{2н}}{v_2} \cdot \bar{G} \cdot v_2 \cdot \frac{\bar{G} \cdot v_2 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}{1 - (\bar{G} \cdot v_2)_{xx}}, \quad (8)$$

где $(\bar{G} \cdot v_2)_{xx}$ определяется по зависимости (9), предложенной Пономарёвым В.Н. [4]

$$\left(\overline{G \cdot v_2}\right)_{xx} = \frac{\left(\frac{u}{C_0}\right)_{\text{НОМ}}^2}{\left(\frac{u}{C_0}\right)_{\text{НОМ}}^2 + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_1}\right)_H \cdot \eta_u^{\text{НОМ}}} + 0,1443 - 0,391 \cdot \rho_{\text{ср}}, \quad (9)$$

где v_1 и v_2 – удельные объёмы рабочей среды перед и за РК на среднем радиусе; $\eta_u^{\text{НОМ}}$ – КПД ступени на венце при номинальном режиме её работы (максимальный КПД ступени на венце); $\rho_{\text{ср}}$ – степень реактивности на среднем радиусе при номинальном режиме её работы.

Список литературы: 1. Стан енергетики України – реальність, плани, перспективи: Матеріали Конференції Мінпаливенерго України; Рада старіших енергетиків України. – К., 2005. – 43 с. 2. Щегляев, А.В. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкции турбин [Текст]: учеб. для вузов: в 2 кн. – 6-ое изд.; перераб. и подгот. к печати Б.М. Трояновским. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – Кн. 2. – 416 с. 3. Самойлович, Г.С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах [Текст] / Г.С. Самойлович, Б.М. Трояновский. – М.: Энергоиздат, – 1982. – 496 с. 4. Пономарёв, В.Н. Исследование работы турбинной ступени на частичных режимах [Текст] / В.Н. Пономарёв // Энергомашиностроение. – 1976. – № 2. – С. 11-13.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165

Работа турбинной ступени в компрессорном режиме [Текст] / А.Л. Шубенко, Л.Н. Быстрицкий, В.Н. Голощапов, В.И. Касилов, О.В. Касилов, А.Ю. Козлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 35-42. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

За результатами досліджень турбінної ступені з малим відношенням $D_{\text{ср}}/l$ розглянуто режими споживання ступені потужності та запропоновані залежності для оцінки потужності, затрачуваної на стиск робочого середовища при маловитратних режимах.

Ключові слова: турбінний ступінь, лінія току, маловитратний режим, стиск потоку, об'ємна витрата.

Based on the results of the turbine stage investigation with a small ratio $D_{\text{ср}}/l$ the operational modes of power consumption was considered. The dependences for power estimation, which is supplied on the compression of the working medium at low flow regimes was obtained.

Keywords: turbine stage, streamline, small flow rate condition, stream compression, volume flow rate.